

大豆收获机斗式升运器设计

吕小荣*, 田薪隆

四川农业大学机电学院, 四川 雅安

收稿日期: 2026年7月5日; 录用日期: 2026年8月6日; 发布日期: 2026年8月14日

摘要

大豆-玉米带状复合种植模式在我国丘陵山区大力推广,但目前适用于该地形的小型联合收获机研究鲜少,主要是以稻麦联合收割机改造为主,基本能满足大豆收获要求,但收获时大豆破损率高。现有的小型大豆收获机其籽粒升运器大多为螺旋式输送,大豆损伤较多,针对该问题,本研究考虑大豆的物理特性,将斗式升运器运用于大豆收获机籽粒升运装置以达到大豆输送低损伤的工作效果。根据大豆物料特性及4LZD-2型大豆联合收获机作业要求,设计升运器采用顺向进料离心式卸料;通过理论研究设计升运器关键零部件,初步选定料斗为深斗型,通过仿真优化斗式籽粒升运器的参数。仿真结果表明料斗角度与破碎率呈负相关,选定料斗角度为 50° ;料斗前檐与机壳进料轮廓线间距对物料进料受力影响较低,但间距小于物料最小尺寸时输送效率最佳,选定间距为4 mm。

关键词

带状间作, 大豆收获机, 斗式升运器

Design of Bucket Elevator for Soybean Harvester

Xiaorong Lyu*, Xinlong Tian

College of Mechanical and Electrical Engineering, Sichuan Agricultural University, Ya'an Sichuan

Received: July 5, 2026; accepted: August 6, 2026; published: August 14, 2026

Abstract

The soybean and corn strip intercropping model has been vigorously promoted in hilly and mountainous areas of our country. However, at present, there are few studies on small combine harvesters suitable for this terrain. The main focus is on the modification of rice and wheat combine harvesters, which can basically meet the requirements of soybean harvesting, but the rate of soybean

*通讯作者。

damage during harvesting is high. Most of the existing small soybean harvesters have spiral conveyors for grain transportation, which causes more damage to soybeans. To address this issue, this study considers the physical properties of soybeans and applies bucket elevators to the grain transportation device of soybean harvesters to achieve a low-damage working effect in soybean transportation. According to the characteristics of soybean materials and the operation requirements of the 4LZD-2 type soybean combine harvester, the lift is designed to adopt a forward feeding centrifugal discharge. Through theoretical research, the key components of the transporter were designed. The hopper was initially selected as a deep hopper type, and the parameters of the bucket-type grain transporter were optimized through simulation. The simulation results show that the hopper Angle is negatively correlated with the crushing rate, and the selected hopper Angle is 50° . The distance between the front eave of the hopper and the feed profile line of the casing has a relatively low influence on the force of material feeding. However, the conveying efficiency is the best when the distance is less than the minimum size of the material. The selected distance is 4 mm.

Keywords

Strip Intercropping, Soybean Harvester, Bucket Elevator

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

大豆作为重要的油料作物和粮食作物, 是重要的工业原料和经济作物, 其产业链广泛涉及国民生活的方方面面, 在一国产业安全中占有重要的地位[1]。自国家出台稳定大豆产能的扶持政策以来, 截至 2024 年统计数据显示, 全国大豆播种面积已实现突破性增长, 达到 1.57 亿亩规模。然而, 与水稻、小麦等作物相比, 大豆籽粒含油率高、子叶结构脆弱, 收获过程中易受到挤压、碰撞和剪切作用而发生破碎, 导致商品品质下降和经济损失增加。因此, 降低大豆联合收获过程中的籽粒破碎率, 是提升大豆机械化收获质量的重要工程问题。

大豆联合收获过程中的籽粒损伤主要发生在割台收割、脱粒分离、清选以及籽粒输送等环节。其中, 籽粒输送装置作为连接清选系统与粮箱的关键部件, 其结构形式和运动参数直接影响大豆籽粒在输送过程中的受力状态和破碎程度。目前农业机械中常见的籽粒输送方式主要包括螺旋输送、刮板链输送、斗式提升和抛送式输送等[2]。其中, 螺旋输送机结构紧凑、制造成本低, 因而在小型大豆收获机和丘陵山区适用机型中应用较多。然而, 螺旋输送主要依靠旋转叶片推动物料运动, 籽粒在输送过程中易受到叶片与壳体之间的挤压、摩擦和剪切作用。已有研究表明, 螺旋输送会显著增加谷物机械损伤, 且籽粒破碎率随螺旋转速升高而明显增大; 对于大豆等易损作物, 单次输送过程中的破碎率甚至可超过 5% [3]。这表明, 传统螺旋输送方式难以满足大豆低损伤收获的要求。

为降低输送过程中的籽粒损伤, 国内外学者围绕低损伤谷物输送装置开展了大量研究。刮板链式输送装置输送能力较强, 在大型联合收获机中应用广泛[4], 但其链条、刮板与籽粒之间仍存在周期性冲击和摩擦作用, 结构布置对小型收获机空间适应性也存在一定限制。相比之下, 斗式升运器主要依靠料斗承载物料实现提升输送, 籽粒与输送部件之间的相对滑移较小, 具有输送稳定、物料挤压程度低和低损伤潜力较大的优点[5] [6]。因此, 将斗式升运结构应用于大豆收获机籽粒升运环节, 有望减少籽粒在输送过程中的挤压破碎。

尽管已有研究对谷物输送装置的结构优化和作业参数匹配进行了探索, 但仍存在以下不足: 一是现

有研究多集中于水稻、小麦和玉米等作物, 对大豆籽粒这类易破碎、各向异性明显的生物颗粒关注不足; 二是多数研究主要基于试验结果进行参数优化, 缺乏对籽粒在输送过程中的受力、运动和破碎机理的深入分析; 三是针对大豆收获机籽粒升运装置的低损伤结构设计研究仍较少, 尤其缺乏将大豆真实破碎模型与输送装置结构优化相结合的研究。对于豆玉复合种植条件下的大豆收获作业, 由于种植密度和喂入量较高, 籽粒输送装置承受的物料流密度更大, 进一步增加了输送损伤风险[7][8]。因此, 有必要针对大豆籽粒力学特性和收获机输送工况, 开展低损伤升运装置设计与破碎机理研究。

基于上述问题, 本文提出将斗式升运器应用于大豆收获机籽粒升运系统, 并结合大豆籽粒物理力学特性、离散元破碎建模、数值仿真优化、台架试验和田间试验, 对其低损伤输送性能进行系统研究。

2. 斗式升运器结构设计及分析

2.1. 斗式升运器工作原理及工作过程分析

斗式升运器的工作原理简单, 料斗沿着牵引构件循环往复运动, 实现物料的搬运。斗式升运器主要由牵引件、承载件、头轮和底轮、驱动装置、张紧装置、机壳等组成[9]。对 4LZD-2 型大豆收获机上搭载的斗式升运器制定整体方案图如下图 1 所示。

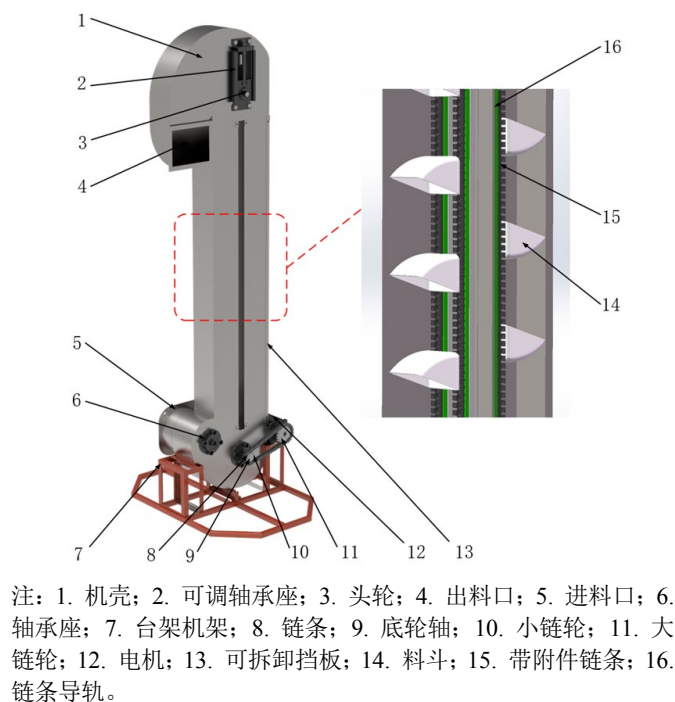


Figure 1. Soybean harvester bucket elevator stand structure diagram

图 1. 大豆收获机斗式升运器整体方案图

图 1 所示升运器由带附件链条作为牵引构件, 带附件链条围绕于头轮和底轮, 并设置链条导轨以减小链条的振动; 料斗作为承载构件, 有间隔地安装在带附件链条上; 电机作为驱动装置, 通过大链轮、小链轮及链条带动底轮轴; 可调轴承座作为张紧装置, 与头轮轴相连, 通过调节其中轴承的位置, 调整头轮轴与底轮轴之间的中心距, 从而调节张紧力。根据斗式升运器在收获机中的安装空间, 选取头轮底轮为 08B-20 六方孔 17 齿的链轮, 配套 08B-4 分双侧单孔带附件的输送链条; 电机连接的大链轮型号为 08B-19T-14H, 底轮轴连接的小链轮型号为 08B-12T-17H。

斗式升运器中料斗在驱动装置的动力下, 进入底槽装取物料, 绕过底轮后随牵引构件运行至机顶, 绕入头轮后开始卸料, 待绕离头轮后料斗向下翻转, 物料通过卸料口卸出, 进入收获机的粮仓完成卸料。具体工作过程可分为装料、提升和卸料三个过程。

(1) 装料过程: 顺向进料

装料过程是指一个空的料斗围绕着底轮旋转进行装料的过程。斗式升运装置的装料模式分为顺向进料、逆向进料、料堆取料三种。大豆属于大粒度物料, 且流动性较好, 大豆联合收获机中的斗式籽粒升运器要求高速进料, 通过仿真预实验证明相同条件下, 三种装料模式下物料的受力影响不大。考虑 4LZD-2 型大豆联合收获机结构尺寸约束, 因此本设计采用顺向进料方式, 如下图 2 所示。

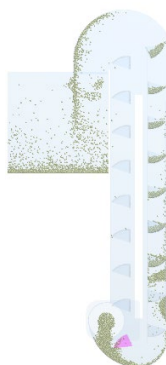


Figure 2. Forward feeding diagram

图 2. 顺向进料图

顺向进料过程中, 物料随料斗运动轨迹向底部机壳迁移, 并在料斗连续位移产生的推力作用下逐渐进入斗内。当料斗越过底轮最低位置后, 料斗口向上翻转, 物料被进一步导入料斗。底槽料面高度随进料量增加而升高, 装料量随之增大; 当料斗装料量与进料量达到平衡时, 底槽料面保持稳定。料斗装料量与装满程度密切相关, 通常以装满系数 ψ 表征, 即料斗内物料体积与料斗容积之比。为适应进料量波动并降低功耗, 料斗不宜过满, 应合理选取装满系数。在顺向进料模式下, 物料装载效率较高, 但受运动机构动态阻力影响, 工程设计中通常采用较低的装满系数。同时, 将料斗装料位置布置于进料口下方, 可减轻传动轮系区域物料堆积引起的机械干涉, 并降低物料卡滞于料斗与链条之间的概率。

斗式提升机的生产率取决于牵引构件的线载荷 q (kg/m) 和料斗的运行速度 v (m/s)。斗式提升机的生产率 Q 为

$$Q = \frac{3600}{1000} qv = 3.6qv \text{ (t/h)} \quad (1)$$

物料线载荷由单位长度上料斗个数以及每个料斗所装物料的质量决定, 即

$$q = \frac{i}{a} \gamma \Psi \text{ (kg/m)} \quad (2)$$

式中: i ——料斗容积, L;

a ——料斗间距, m;

γ ——物料容重, kg/L。

代入, 得

$$Q = 3.6 \frac{i}{a} \gamma \Psi v \quad (3)$$

斗式升运器的设计输送量应大于实际输送量, 因此引入系数以避免发生堵塞影响生产。

$$Q_{\text{设计}} = KQ_{\text{实际}} \quad (4)$$

式中 K 为进料不均匀系数, 取 $K=1.25$ [9]。

割台最大喂入量为 2 kg/s , 其中籽粒与茎秆的质量比为 $2:3$ [10], 因此升运器最大喂入量 $KQ_{\text{实际}}$ 为 0.8 kg/s , 则计算得 $Q_{\text{设计}}$ 为 1.0 kg/s , i 取 0.2 L 。

前文选取头轮型号的直径 $D = 85 \text{ mm}$, 根据提升高度 1140 mm , 计算得料斗一次完整行程为 2547 mm , 选定料斗的个数为 20 个, 料斗间距 $a = 128 \text{ mm}$ 。物料大豆容重 $\gamma = 0.72 \text{ kg/L}$, 料斗装满系数 ψ 取 $2/3$ 。计算得出料斗的最大运行速度为 $v_{\text{max}} = 1.60 \text{ m/s}$, 此时对应的料斗转速为 359.5 r/min 。

(2) 提升过程

完成装料后, 料斗沿预定轨迹匀速提升。为提高输送效率并降低籽粒破碎, 应尽量减少提升过程中的物料抛洒。物料抛洒主要由装料过满、料斗及斗内物料自重引起的前倾以及作业振动导致。其中, 装料程度可通过装满系数控制, 因此下文重点分析料斗前倾和振动对输送稳定性的影响。料斗悬挂于牵引构件上, 其自重及斗内物料重力产生的力矩会使料斗前倾, 并由牵引构件张力进行平衡。张紧力过小易导致前倾角增大, 引起回流和撒料; 张紧力过大则会增加链条运行阻力和功率损耗, 甚至造成断链。因此, 需通过力矩平衡分析确定合理张紧状态, 其力矩平衡方程如下:

$$Sh_a \sin \beta = mge \quad (5)$$

式中: S ——料斗下方牵引构件的张力, N ;

h_a ——料斗安装孔高, m ;

β ——料斗前倾角, $^\circ$;

m ——料斗及斗内物料总质量, kg ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

e ——料斗重心偏距, m 。

料斗的前倾角度应不大于 2° , 计算出牵引构件的最小张力为

$$S_{\min} = \frac{mge}{h_a \sin 2^\circ} = \frac{28.7mge}{h_a} \quad (6)$$

(3) 卸料过程: 离心式

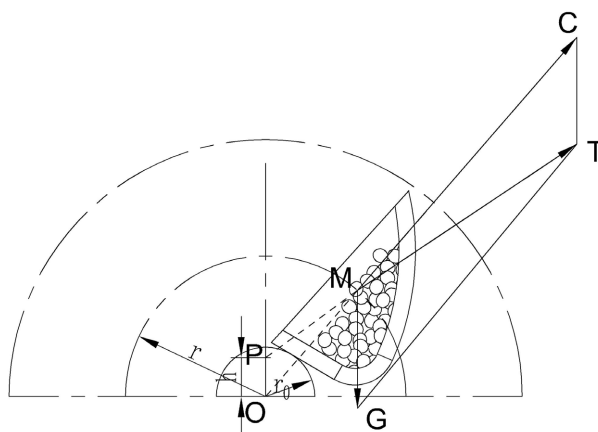


Figure 3. Centrifugal discharge

图 3. 离心式卸料

装料过程是指当料斗达到机头后, 开始沿着头轮做匀速圆周运动的过程。卸料方式有重力式、离心式、混合式三种, 对于流散性良好且不怕破碎的粉状、粒状和小块状物料, 往往选用离心式卸料[9], 如图3所示。

随着料斗的转动, 料斗中的物料不仅受到重力的影响, 也受到离心力的影响。重力和离心力的共同作用点 T 的延伸线与头轮垂直线相交于 P 点, 此 P 点称作极点, 到头轮中心的距离 h 称作极距。

$$\frac{mr_0 w^2}{mg} = \frac{r_0}{h} \quad (7)$$

$$h = \frac{g}{w^2} = \frac{g}{\left(\frac{\pi n^2}{30}\right)^2} = \frac{895}{n^2} \quad (8)$$

$$r_0 = \frac{D}{2} \quad (9)$$

头轮直径 $D = 85 \text{ mm}$, 离心式卸料时, $h < r_0$, 物料所受的离心力大于重力, 物料从料斗内壁抛出。

$$\begin{cases} h < r_0 \\ mg < mr_0 w^2 \end{cases} \quad (10)$$

得出 $K = \frac{v}{\sqrt{D}} > 2.2$, K 被称为速度系数, $K > 2.2$ 时为离心式卸料, $v > 2.2\sqrt{D} = 0.641 \text{ m/s}$, 即 $v_{\min} = 0.641 \text{ m/s}$, 此时对应的料斗转速为 144 r/min 。前文根据斗式升运器的生产率计算出料斗的转速为 359.5 r/min , 为避免实际情况中料斗转速低而引起的堵塞回流情况, 进行仿真预实验后初步选定料斗转速范围 $240 \sim 360 \text{ r/min}$, 此时物料的回流量低且输送效率佳。

2.2. 料斗结构设计

料斗是斗式升运装置中直接接触物料的关键部件, 其结构形式直接影响装料和卸料效果。卸料过程中, 料斗随牵引构件绕过头轮时, 斗内物料由相对静止逐渐转为向斗口滑移, 并分层连续卸出。由于料斗在头轮上的位置不断变化, 其瞬时装载能力也随之变化。当斗内物料达到特定受力平衡状态时, 会形成极限料面, 即物料滑移面; 滑移面以上的物料发生相对滑移, 滑移面以下的物料则与料斗保持相对静止。

物料滑移面通常是对数螺线, 如下图4所示, 其方程式为:

$$R = R_0 e^{-\theta \tan \rho} \quad (11)$$

式中: R ——动径, m ;

R_0 ——料斗外边缘到极点的距离, m ;

θ ——料斗转动的弧度, rad ;

ρ ——物料的内摩擦角, $^\circ$ 。

将极坐标方程转换为以头轮圆心为原点的直角坐标方程, 如图4所示, 取 y 轴向下为正方向, 料斗外边缘 C 点的直角坐标为 (X_C, Y_C) 。

针对离心卸料模式下物料在料斗中的滑移过程, 选取处于滑移表面的 M 为研究对象, 并对其进行如下假设: (1) 用其上弦长度近似代替对数螺线; (2) 料斗与滑移面相对静止; (3) 忽略滑移面上的颗粒之间的相互作用力。点 M 在对数螺旋线上极坐标为 (R, θ) , 点 M 的直角坐标 (x, y) , 连接 PM, 由 M 作平行于 x 轴的直线, 该直线与 PM 的夹角 $\theta_{MP} = \theta_{CP} + \theta$, 则点 M 的坐标为

$$\begin{cases} x = x_p + R \cos \theta_{MP} \\ y = y_p + R \sin \theta_{MP} \end{cases} \quad (12)$$

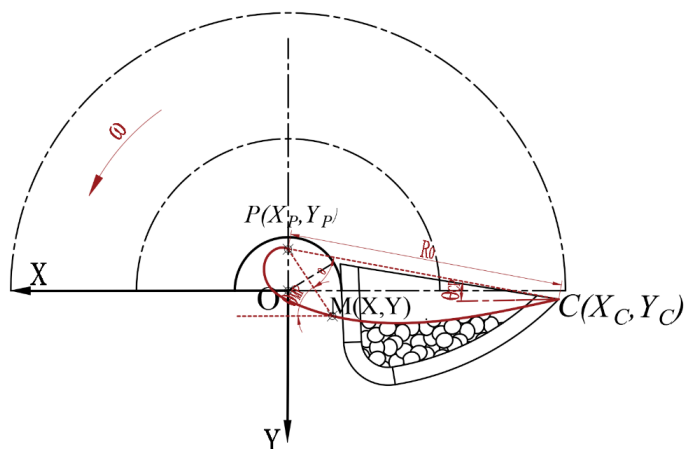


Figure 4. Material sliding surface curve
图 4. 物料滑移面曲线

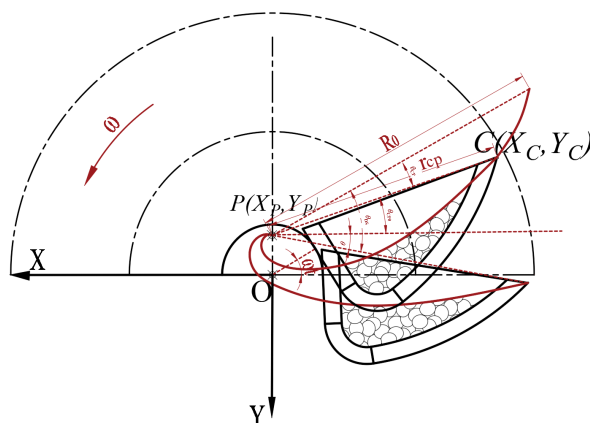


Figure 5. Material free surface diagram after hopper rotation
图 5. 料斗旋转后物料自由表面图

料斗绕驱动轮旋转 ωt 后, 料斗内静止物料自由表面仍为对数螺旋线, 且过斗外边缘, 如图 5 所示, 斗旋转 ωt 后, 其外边缘 C 点坐标为 (x_c, y_c) , 点 C 到极点 P 的距离为 r_{cp} , 其余参数如图。

$$\theta = \frac{\ln \left(\frac{R_0}{r_{cp}} \right)}{\tan \rho} \quad (13)$$

$$\theta_{cp} = \arcsin \left(\frac{y_p - y_c}{r_{cp}} \right) \quad (14)$$

$$y_c = r_c \sin \omega t \quad (15)$$

则对数螺旋线转角 θ_{DS} 为

$$\theta_{DS} = \theta_{cpo} + \theta + \theta_{cp} \quad (16)$$

极限料面是料斗内稳定物料与滑移物料的分界面, 其下方物料与料斗保持相对静止, 上方物料则向斗外移动, 但该料面并不等同于某一瞬间斗内物料的实际表面。料斗与对数螺旋线外侧所围成的空间称为瞬间容量, 其大小反映料斗内物料的存留量。随着料斗运行位置和物料特性的变化, 极限料面和瞬间容量也会相应改变。

常见的料斗有三种结构形式: 深型斗、浅型斗和导向型斗, 料斗形状应根据实际生产需求及物料材质而选择。依据大豆的物料特性, 本研究采用深斗型料斗如下图 6 所示。

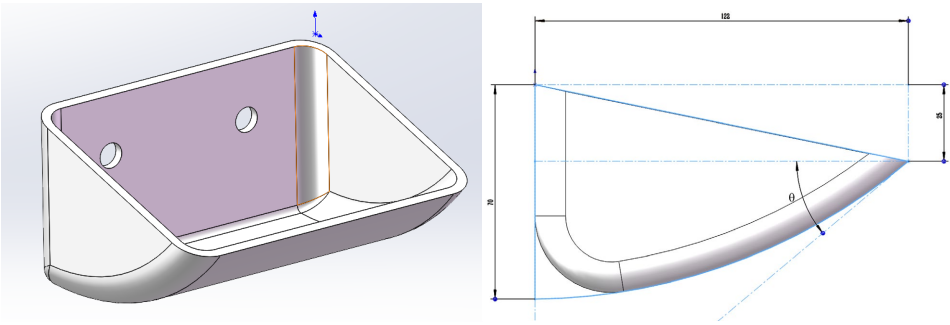


Figure 6. Hopper shape diagram
图 6. 料斗形状图

卸料初期, 料斗瞬间容量逐渐增大, 并在料斗外边缘到达极点 P 的水平高度时达到最大。此时, 极限料面以上的物料向料斗边缘滑移并部分抛出。若料斗过浅或装满系数过高, 物料易在卸料初期提前抛出, 因无法进入卸料口而形成回流; 若料斗过深, 则卸料末期仍保留一定瞬间容量, 导致物料卸不净, 甚至在料斗进入下行段后才排出。基于上述分析, 并结合仿真预试验, 本文将料斗角度初步确定为 $40^{\circ}\sim 50^{\circ}$ 。

2.3. 机壳进料曲线及料斗机壳间距

斗式升运器进料过程中, 为减小对物料的损伤以及提高物料的进料率, 下端的机壳外形需根据料斗的运动轨迹进行精确设计, 如图 7 所示。

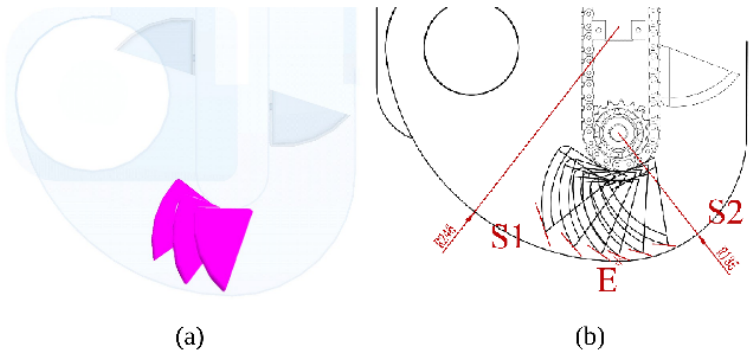


Figure 7. Feed profile
图 7. 进料轮廓线

为保证料斗与机壳间隙合理, 避免物料卡滞和堵塞, 机壳曲线分为切料段 S1、推料段 S2 及过渡点 E 进行设计。切料段 S1 位于料斗切入进料阶段, 其曲率应较小, 使料斗外边缘与机壳之间的间距 T 大于物料最大尺寸 $L_{\max}$, 以保证物料顺利进入料斗。推料段 S2 的圆心与料斗外边缘运动圆心重合, 使料斗与

机壳之间保持恒定间距 t , 从而稳定推送物料进入斗内, 且 S2 的曲率应大于 S1。过渡点 E 位于 S1 与 S2 的连接处, 应布置在料斗外边缘切线变化较平稳的位置, 即料斗旋转中心竖直线偏右处, 以实现切料阶段向推料阶段的平稳过渡, 减少物料卡滞和进料不畅。

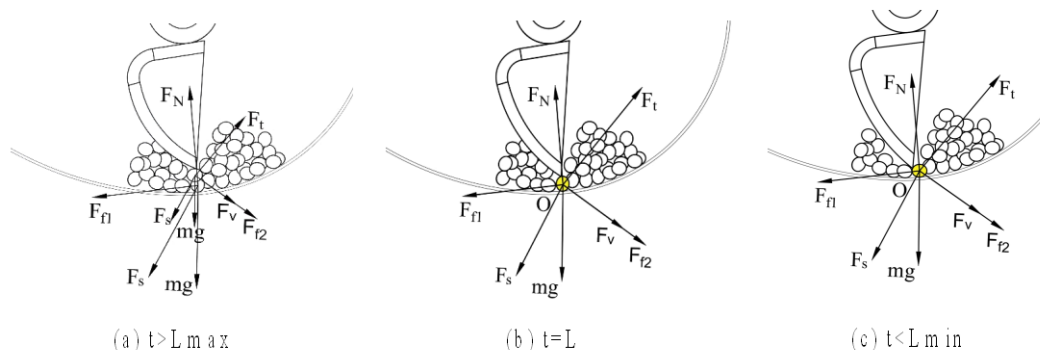


Figure 8. Material force analysis diagram at different spacings

图 8. 间距不同时物料受力分析图

(1) 间距大于物料的最大尺寸, 即 $t > L_{\max}$

当 $t > L_{\max}$ 时, 料斗进入推料段后, 其前檐无法接触最底层大豆, 底层大豆主要受重力 mg 、机壳支持力 F_N 、机壳摩擦力 F_{f1} 以及颗粒间挤压力 F_s 作用; 而与料斗外边缘接触的大豆除受重力 mg 和颗粒间挤压力 F_s 外, 还受到料斗前檐冲击力 F_v 、摩擦力 F_{f2} 和挤压力 F_t 作用, 如图 8(a) 所示。

(2) 间距等于物料的平均尺寸, 即 $t = L$

当 $t = L$ 时, 料斗进入推料段后, 前檐接触的大豆同时受到重力 mg 、机壳支持力 F_N 、机壳摩擦力 F_{f1} 、颗粒间挤压力 F_s 、料斗前檐冲击力 F_v 、料斗摩擦力 F_{f2} 及挤压力 F_t 作用, 如图 8(b) 所示。此时, 大部分物料可在料斗外边缘与机壳的几何约束下进入料斗, 但尺寸较大的颗粒易在间隙处卡滞并产生破碎风险, 而尺寸较小的颗粒可能从间隙漏出, 导致输送效率降低。

(3) 间距小于物料的最小尺寸, 即 $t < L_{\min}$

当 $t < L_{\min}$ 时, 料斗进入推料段后, 前檐接触的大豆受力情况与 $(t = L)$ 时基本相同, 如图 8(c) 所示。由于料斗外边缘与机壳间隙小于物料最小尺寸, 理论上物料可全部被铲入料斗, 输送效率 T_3 接近 100%。但间隙过小会加剧物料与料斗、机壳之间的摩擦, 增加能耗和磨损, 同时削弱离心力对物料填充的辅助作用。

以上三种情况下的输送效率 $T_3 > T_2 > T_1$, 但物料的具体受力大小无法直接比较, 本文通过仿真试验研究料斗外边缘与机壳的间隙对物料受力的影响, 研究过程及结果如后文 4 节所示。最终选定 $t < L_{\min} = 4 \text{ mm}$ 。

3. 基于 EDEM 的升运装置仿真试验及参数优化

3.1. 仿真模型搭建

利用离散元仿真软件建立与物理试验一致的大豆籽粒输送环境。为减少离散元仿真时模型的网格数量, 将斗式升运器简化, 简化后的斗式升运器三维模型如图 9 所示。

在斗式升运器进行大豆籽粒输送时, 装置内运动的混合物包括大豆籽粒以及少量未脱粒清选干净的轻杂物, 其中最主要为大豆籽粒, 由于输送过程中轻杂物对输送效果的影响较小, 所以在仿真过程中仅考虑大豆籽粒。在探究大豆在斗式升运器中的运行轨迹、输送效率时, 大豆的模型采用多球模型, 多球

模型是将一定数量的不同大小球体模型相互重叠组合起来创建复杂形状的颗粒, 这种模型能反映整个种子模型的运动特性[11], 因此在建立颗粒模型时将大豆籽粒简化为椭球体。利用五球填充方法构建大豆籽粒的仿真模型, 能够很好地反映出大豆籽粒的运动特性, 如下图 10 所示。

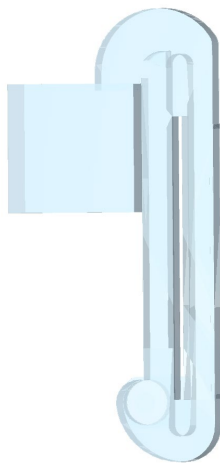


Figure 9. 3D simplified model of bucket elevator for soybean harvester

图 9. 大豆收获机斗式升运器三维简化模型

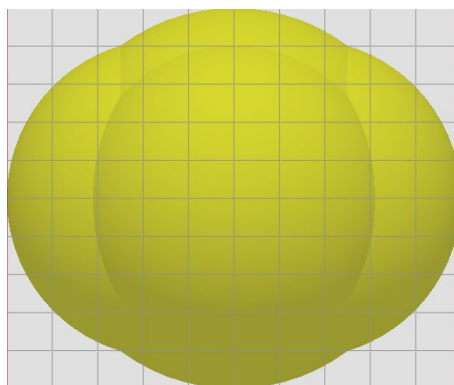


Figure 10. Five-ball model of soybean seeds at harvest time

图 10. 收获期大豆籽粒五球模型

3.2. 料斗机壳间距的选定

料斗机壳间距根据物料尺寸可分为间距大于物料的最大尺寸, 间距等于物料的平均尺寸, 间距小于物料的最小尺寸。根据常见的大豆籽粒的尺寸选定料斗前檐与机壳最小间距分别为 4 mm、8 mm、12 mm, 在料斗转速为 300 r/min, 喂入量为 1 kg/s, 料斗角度为 50°的情况下进行装料过程的数值仿真试验, 料斗在同一时刻到达同一装料位置时, 大豆颗粒状态如下图 11 所示。

由图 11 可知, 4 mm、8 mm 和 12 mm 三种间距下大豆颗粒最大受力分别为 92.5 N、96.5 N 和 88.2 N, 差异较小, 说明间距变化对颗粒峰值受力影响不显著。这是因为在所设间距范围内, 大豆颗粒仍可保持相对顺畅的流动状态, 未出现明显的过度挤压或摩擦作用。

然而, 间距对料斗装料率影响较大。当间距过大时, 料斗外缘对物料的约束和铲取作用减弱, 部分大豆颗粒易发生分散或回流, 导致装料率降低; 当间距较小时, 料斗能够更有效地集中并推送物料进入斗内, 从而提高装料率。综合颗粒受力和装料性能, 本文选取 4 mm 作为料斗与机壳之间的最佳间距, 以

获得较高装料率并保证颗粒受力处于安全范围内。

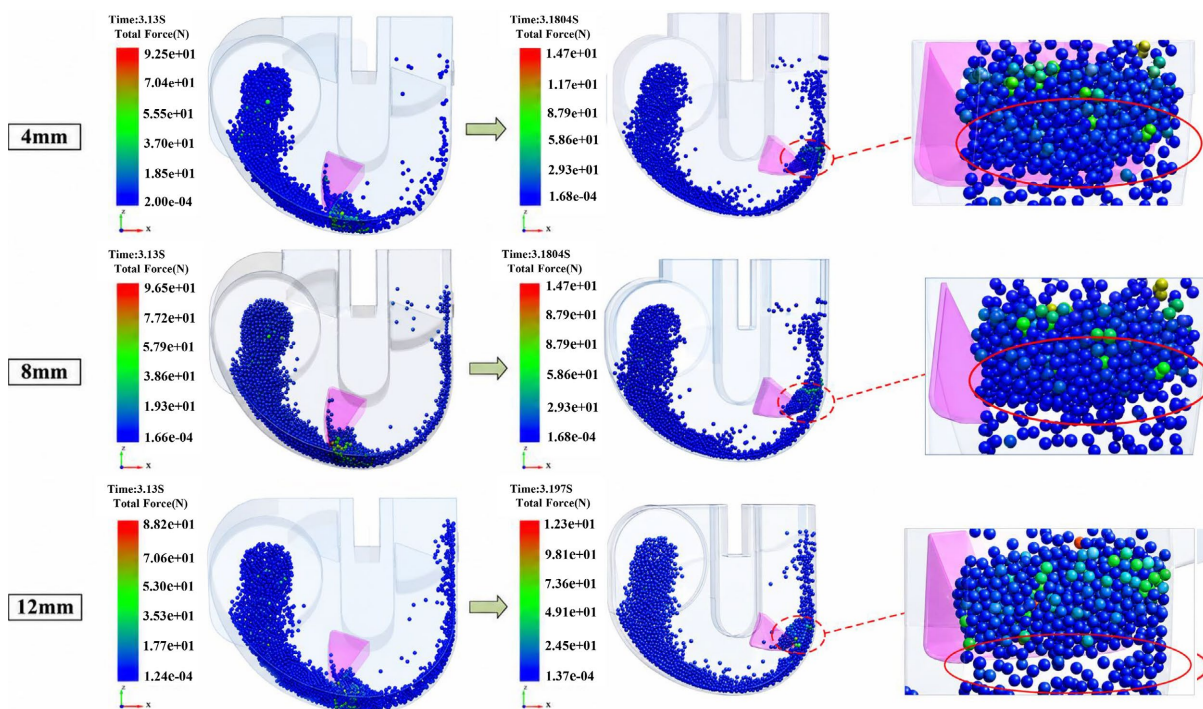


Figure 11. Material force diagram at the same time at different spacings during the loading process

图 11. 装料过程中不同间距下同一时刻物料受力图

4. 总结

本章以搭载传统螺旋输送籽粒升运装置的 4LZD-2 型大豆联合收获机为研究对象, 结合该机型技术参数、安装空间限制及大豆物料特性, 制定斗式籽粒升运器的设计要求, 并完成斗式籽粒升运装置的结构设计。主要设计过程及结论如下:

(1) 分析了斗式籽粒升运装置的工作原理及物料输送过程, 确定其采用顺向进料和离心式卸料方式。根据斗式升运器生产率计算及离心式卸料条件, 得到料斗理论运行速度范围为 0.641~1.60 m/s, 对应转速为 144~359.5 r/min。结合理论分析, 初步选定深斗型料斗; 并通过仿真预试验, 确定料斗角度优化范围为 40°~50°。

(2) 完成了斗式籽粒升运器关键零部件设计。根据料斗运动轨迹, 对机壳进料轮廓线进行优化设计, 提出一种变曲率进料轮廓结构。其中, 切料段机壳曲线(S1)的曲率小于推料段机壳曲线 S2 的曲率, 以保证料斗切入进料时与机壳之间具有足够间隙, 减少大豆籽粒卡滞和破碎; 同时, 使料斗在推料过程中与机壳之间保持恒定间隙, 提高进料稳定性。综合物料受力、装料率和仿真分析结果, 最终确定 S2 段料斗外边缘与机壳之间的间距为 4 mm。

参考文献

- [1] 杨雨辰. 我国大豆生产效率评价及影响因素分析[D]: [硕士学位论文]. 荆州: 长江大学, 2020.
- [2] 李宝筏. 农业机械学[M]. 北京: 中国农业出版社, 2017.
- [3] 夏先飞, 杨光, 陈巧敏, 等. 食用豆联合收获减损技术与策略分析[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(12): 13-19+25.
- [4] 徐海洋. 基于光电对射阵列的联合收获机谷物流量监测装置的研究[D]: [硕士学位论文]. 镇江: 江苏大学, 2022.

- [5] 倪有亮. 大豆机收破碎机理与低损收获技术研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 中国农业科学院, 2023.
- [6] 倪有亮, 金诚谦, 陈满, 等. 我国大豆机械化生产关键技术与装备研究进展[J]. 中国农机化学报, 2019, 40(12): 17-25.
- [7] 王毅. 大豆—玉米带状复合种植发展建议[J]. 现代农村科技, 2025(1): 16-17.
- [8] 杨文钰. 大豆-玉米带状复合种植技术[M]. 北京: 科学出版社, 2021.
- [9] 毛广卿. 粮食输送机械与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
- [10] 谭云峰. 基于 4LZ-1.6Z 型大豆联合收获机脱粒装置的设计与试验[D]: [硕士学位论文]. 雅安: 四川农业大学, 2023.
- [11] Xu, J., Wang, X., Zhang, Z. and Wu, W. (2020) Discrete Element Modeling and Simulation of Soybean Seed Using Multi-Spheres and Super-Ellipsoids. *IEEE Access*, **8**, 222672-222683. <https://doi.org/10.1109/access.2020.3044656>